

(19) 世界知的所有権機関  
国際事務局(43) 国際公開日  
2004年6月3日 (03.06.2004)

PCT

(10) 国際公開番号  
WO 2004/046525 A1(51) 国際特許分類: F02D 1/02,  
I/16, F02M 59/42, F02D 1/08

(21) 国際出願番号: PCT/JP2003/014553

(22) 国際出願日: 2003年11月14日 (14.11.2003)

(25) 国際出願の言語: 日本語

(26) 国際公開の言語: 日本語

(30) 優先権データ:  
特願 2002-337727

2002年11月21日 (21.11.2002) JP

(71) 出願人(米国を除く全ての指定国について): ヤンマー株式会社 (YANMAR CO., LTD.) [JP/JP]; 〒530-0013 大阪府大阪市北区茶屋町1番32号 Osaka (JP).

(72) 発明者; および

(75) 発明者/出願人(米国についてのみ): 田中 雅道

(TANAKA, Masamichi) [JP/JP]; 〒530-0013 大阪府大阪市北区茶屋町1番32号 ヤンマー株式会社内 Osaka (JP). 小川 徹 (OGAWA, Tohru) [JP/JP]; 〒530-0013 大阪府大阪市北区茶屋町1番32号 ヤンマー株式会社内 Osaka (JP). 服部 哲 (HATTORI, Satoshi) [JP/JP]; 〒530-0013 大阪府大阪市北区茶屋町1番32号 ヤンマー株式会社内 Osaka (JP).

(74) 代理人: 矢野 寿一郎 (YANO, Juichiro); 〒540-6134 大阪府大阪市中央区城見二丁目1番61号 ツイン21 MIDタワー34階 矢野内外国特許事務所 Osaka (JP).

(81) 指定国(国内): CN, IN, KR, US.

(84) 指定国(広域): ヨーロッパ特許 (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PT, RO, SE, SI, SK, TR).

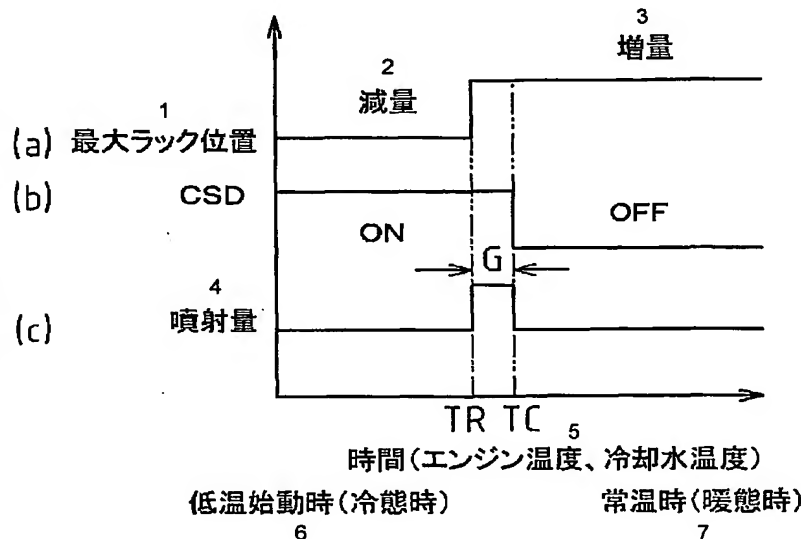
添付公開書類:

— 国際調査報告書

[続葉有]

(54) Title: FUEL INJECTION PUMP

(54) 発明の名称: 燃料噴射ポンプ



(57) Abstract: A fuel injection pump (100) having a thermoelement type CSD (47) adapted to quicken injection timing at low temperature by opening/closing a sub-port (42) formed in a plunger barrel (8) by a piston (46), wherein an electronic control governor (2) is provided with a mechanism for reducing the amount of injection during low temperature start, whereby the time (TR) at which the rack position is decreased during low temperature and is switched to the normal state during normal temperature is made concurrent with or earlier than the time (TC) at which the thermoelement type CSD (47) is cancelled.

(57) 要約: プランジャパレル8に設けたサブポート42をピストン46で開閉することにより、低温時の噴射タイミングを早めるサーモエレメント式CSD47を備えた燃料噴射ポンプ100において、低温始動時に噴射量を減量させる機構を電子制御ガバナ2に設け、低温時にラック位置を減量し、常温時に正規の状態にラック位置を切換える時刻TRを、サーモエレメント式CSD47を解除する時刻TCと同時、もしくは、それよりも早くするようにした。

WO 2004/046525 A1



2文字コード及び他の略語については、定期発行される  
各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語  
のガイダンスノート」を参照。

## 明 細 書

## 燃料噴射ポンプ

## 技術分野

本発明は、燃料噴射ポンプに関し、特に、その燃料噴射時期および噴射量制御の構成に関する。

## 背景技術

ディーゼルエンジンは空気過剰の状態では燃焼が行われるため、ガソリンエンジンに比してCO及びHCの排出濃度は少ないが、NO<sub>x</sub>は多く排出されるので、その低減が重要な課題とされている。

従来より、NO<sub>x</sub>の排出量を抑制しつつ、エンジンの低温始動性を良好に維持する技術として、低温時に噴射タイミングを早める（噴射タイミングに対応するカム角度に進角をつける）低温始動機構（Cold Start Device、以下、「CSD」）を備えた燃料噴射ポンプが存在する。このCSDは、プランジャバレルに設けた溢流用サブポートをピストンで開閉することにより、低温時の噴射タイミングを早める。

例えば、同一出願人による日本特開2000-234576号公報に示される技術である。

前記技術は、図20に示すように、プランジャ7とプランジャバレル8との間に燃料圧室44を形成し、該プランジャ7の往復運動によって、燃料ギャラリー43からメインポート14を介して燃料圧室44に燃料を吸い込み、分配軸への連絡通路49へ圧送する燃料噴射ポンプに適用されるものである。

その溢流路の概略は、次のようなものである。燃料圧室44からサブポート42を介して燃料をドレンする燃料ドレン回路を形成し、該燃料ドレン回路において、油密機能を有する変位可能なピストン46が摺動する開閉弁構造部を形成し、該ピストン46はサブポート42に対して開閉自在としている。

そして、該燃料噴射ポンプに、温度変化に伴って駆動するアクチュエータとし

て、サーモエレメント式CSD47を備えるものとしている。なお、該サーモエレメント式CSD47は、温度変化により伸縮してピストン46を上下動させるサーモエレメントで構成される。

CSDは、エンジンが常温のときはピストン46がサブポート42を開いて一部の燃料をドレンし、燃料噴射開始時期を遅らせる。一方、CSDは、エンジンが低温のときはピストン46にサブポート42を閉じさせて、燃料がドレンされないようにし、燃料噴射開始時期を早める。

この構成によれば、エンジンが低温のときは燃料噴射時期を早めることで、失火を抑制して低温始動性を向上できるとともに、エンジンの通常運転時等、エンジン温度が一定温度以上に高くなっているときは、燃料噴射時期を遅くするために、NO<sub>x</sub>の排出量を低減できる。

第21図は、第20図に示す燃料噴射ポンプの、低温時（サブポート閉時）及び常温時（サブポート開時）それぞれにおける回転数と噴射量との関係を、グラフ（a）・（b）にて示している。低温によりCSDが作動してサブポートが閉じることにより、エンジン回転数とは関係なく、常温でサブポートが開いている場合に比べて一律に燃料噴射量が増加していることがわかる。この噴射量の増大は、騒音増大、エンジンの過負荷、及び排気中におけるNO<sub>x</sub>や黒煙の増大に繋がる。

一方、第22図は、第20図に示す燃料噴射ポンプの、ポンプ（エンジン）回転数及び温度の各条件に応じて得られる噴射タイミングを示している。常温時には、CSDが作動せず、サブポートは全開状態であって、グラフ（b）のように、ポンプ（エンジン）回転数にかかわらず一定の、遅い燃料噴射タイミングT<sub>1</sub>を得る。このタイミングT<sub>1</sub>は、要求される低騒音化及び低NO<sub>x</sub>化効果を得るのに望ましいように設定される。

そして、低温時で、前記の温度感知式のCSD47の作動によりサブポートを全閉した状態からエンジンを始動させると、始動時には早い噴射タイミングT<sub>2</sub>を得る。この場合には、エンジン回転数（ポンプ回転数）の上昇とともにエンジンが温まるので、CSDのサーモエレメントが次第に膨張してサブポートが開いていき、噴射時期がだんだんと遅くなる。このような噴射タイミングの遅延化は、排気黒煙の低減効果をもたらす。

しかし、始動時で早い噴射タイミングT<sub>2</sub>が設定されている状態では、良好な始動性は得られるものの、第21図からもわかるように、その噴射タイミングの早期化が噴射量の増大に繋がるため、黒煙の発生を回避できず、また、エンジンの過負荷にも繋がる。

このように、従来のCSD付きの燃料噴射ポンプでは、低温始動時には、何よりも始動性を確保するために、噴射量増大による黒煙の増大やエンジンの過負荷という問題を発生しながらも、噴射時期を早期化している。

### 発明の開示

本発明は、低温時においてプランジャパレルに設けた溢流用サブポートをピストンで閉鎖することにより噴射タイミングを早めるCSDを備えた燃料噴射ポンプにおいて、ガバナが低温始動時に噴射量を減量させる低温時噴射減量制御を行う構成としたものである。

このため、CSDの作動状態での噴射量を、CSDの解除状態での噴射量並にすることができる。したがって、低温下における始動時・加速時の黒煙を低減することができる。また、始動直後のCSDの作動中でも、噴射量が増量されないため、エンジンに過負荷がかかることがない。

また、ガバナの制御を、低温時噴射減量制御から、正規噴射である常温用の噴射制御に切り換えるタイミングは、前記CSDを解除するタイミングと同時、もしくは、それよりも早くする。

このように、CSD解除による噴射量の減量が起こる前（または同時）にガバナによって噴射量の増量制御を行うことで、一時的な噴射量の落ち込み（減量）の発生を防止して、エンジン運転に支障をきたすことのないようにすることができる。

また、前記ガバナは低温時噴射減量制御のための電子制御式アクチュエータを備え、前記低温始動機構の作動／解除の切換及びガバナの低温噴射減量制御の実行／解除の切換を、エンジン冷却水温の検出により行うものとする。エンジン冷却水温は、CSD及びそれに対応した前記のガバナ制御を行う上で要求されるエンジンの温度検出用の媒体として好ましいものである。

このため、低温始動機構の作動／解除と低温噴射減量制御の実行／解除とを連動させることが出来る。

前記CSDを、エンジン冷却水温感知式のサーモエレメント式とし、ガバナを電子制御式として、水温センサの検出するエンジン冷却水温が所定値以下の時に前記の噴射減量制御を行うものとしてもよい。

この場合に、CSDの作動とその解除の切換のための検出冷却水温と、ガバナによる低温時噴射減量制御とその解除の切換のための検出冷却水温とを同一に設定していても、ガバナ制御用の水温センサを、CSDのサーモエレメント部（ワックス）よりも冷却水の流れの上流側に配置することで、エンジンが温まる過程で、ガバナの水温センサの検出水温はCSDのサーモエレメントの検出水温よりも早く上昇する。これにより、前述の、CSDの解除に先駆けてのガバナの減量制御解除が可能となり、前述した一時的な噴射量の落ち込み（減量）を防止できる。

また、この場合に、エンジン冷却水温感知式のCSDを電子制御式とし、その水温センサを、前記のガバナの水温センサと共通にすれば、CSDにおける作動／解除の切換えと、電子制御ガバナにおける噴射量の減量／増量の切換えとで、タイミングを略一致させることができる。また、部材点数の減少及びコスト抑制にも繋がる。

前記の、低温時噴射減量制御を行う電子制御ガバナは、CSDの作動中、及び作動中のCSDが解除した後一定期間はドループ制御を行い、それ以外のCSD解除時はアイソクロナス制御を行うものである。

ドループ制御の間は、回転数の低下後、その回転数に落ち着くため、アイドルアップ制御の場合と同様であり、エンジンの立ち上がり時において、該エンジンを駆動源とする機械の操作者に、違和感を与えることがない。一方、ドループ制御下における暖気運転完了後にアイソクロナス制御に切換えることにより、負荷が掛かってもエンジン回転数を一定として、安定した作業を得ることができる。

また、前記ガバナを電子制御式とし、ガバナの最大ラック位置制御用マップデータとして、低温始動機構の作動時用および解除時用の二種類のデータを備えるものとしている。

このため、C S Dの作動・解除に応じてデータを切換えて、ガバナラック位置を制御することで、C S Dの作動・解除に関わらず、噴射量を一定とし、エンジンの同一出力を得ることができる。

また、前記ガバナをメカニカルガバナとし、該メカニカルガバナのガバナレバーの回動支点を減量側・増量側に移動させる手段を多段ソレノイドにより構成してもよい。

この噴射量の減量手段としての多段ソレノイドは、エンジン停止状態において噴射を回避する手段としても兼用することが可能となっている。したがって、ガバナの省スペース化が実現される。

また、本発明は、エンジン冷却水温感知の電子制御式C S Dを備える燃料噴射ポンプにおいて、低温始動後、冷却水温が所定の温度に上昇していなくても、一定時間が経過すると、C S Dの作動を解除するようにしたものである。

このため、冷却水センサやハーネスの異常等で、冷却水温度が検知できなかったり、冷却水ポンプの異常等で冷却水の温度上昇時間が非常に長くなる場合でも、C S Dの解除が確実に行われる。つまり、フェールセーフ機能を備える構成とすることができる。

また、本発明は、冷却水温感知の電子制御式C S Dを備える燃料噴射ポンプにおいて、低温始動直後に作業機のクラッチが入った場合、その信号を検知して、C S Dの作動を解除するようにしたものである。

このため、作業機の駆動によるエンジンの負荷発生を予測して、同じく負荷発生源であるC S Dを解除し、エンジンに過負荷が掛からないようにすることができる。

#### 図面の簡単な説明

第1図は、各実施の形態の構成を示す図である。

第2図は、サーモエレメント式C S D 4 7の配置部を示す燃料噴射ポンプ1の一部の断面図である。

第3図は、アクセル開度毎のエンジン回転数とラック位置との関係を示す図である。

第4図は、サーモエレメント式CSD47と電子制御ガバナ2とを備える燃料噴射ポンプ100の構成を示す図である。

第5図は、低温始動（加速）時における時間（エンジン温度、冷却水温度）変化による最大ラック位置変化（a）とCSD切換え状態変化（b）とガバナ制御切換え状態変化（c）とを示す図である。

第6図は、常温時（a）と低温時（b）とにおけるラック位置制御用マップデータを示す図である。

第7図は、ラック位置制御用マップデータに基づくポンプ回転数と噴射量との関係を示す図である。

第8図は、第5図の制御切換えタイミングを逆転させた場合に不具合が発生する様子を示す図である。

第9図は、電子制御式CSD9と電子制御ガバナ2とを備える燃料噴射ポンプ200の構成を示す図である。

第10図は、CSDおよびガバナに兼用の冷却水センサ12を備える場合における最大ラック位置変化（a）とCSD切換え状態変化（b）とガバナ制御切換え状態変化（c）とを示す図である。

第11図は、アイソクロナス制御下での最大ラック位置変化（a）とラック位置変化（b）とエンジン回転数変化（c）と冷却水温度変化（d）とを示す図である。

第12図は、ドループ制御下での最大ラック位置変化（a）とラック位置変化（b）とエンジン回転数変化（c）と冷却水温度変化（d）と目標回転数変化（e）とを示す図である。

第13図は、電子制御式CSD9とメカニカルガバナ17とを備える燃料噴射ポンプ300の構成を示す図である。

第14図は、所定時間経過後にCSDが解除される機構を備えた燃料噴射ポンプ400の構成を示す図である。

第15図は、所定時間経過のためCSDが解除される場合でのCSD状態変化（a）と冷却水温度変化（b）とを示す図である。

第16図は、冷却水温度上昇のためCSDが解除される場合でのCSD状態変



化（a）と冷却水温度変化（b）とを示す図である。

第17図は、クラッチ信号に基づいてCSDが解除される機構を備えた燃料噴射ポンプ500の構成を示す図である。

第18図は、クラッチの接続状態の検出によりCSDが解除される場合でのCSD状態変化（a）とクラッチ信号変化（b）と冷却水温度変化（c）とを示す図である。

第19図は、冷却水温度上昇のためCSDが解除される場合でのCSD状態変化（a）とクラッチ信号変化（b）と冷却水温度変化（c）とを示す図である。

第20図は、日本特開2000-234576号公報に開示される噴射時期制御機構の構成を示した図である。

第21図は、ポンプ回転数と噴射量との関係を示す図である。

第22図は、噴射タイミングとポンプ回転数との関係を示す図である。

#### 発明を実現するための最良の形態

これより、本発明の燃料噴射ポンプの五つの実施の形態について説明する。

本発明の燃料噴射ポンプは、詳しくは後述するように、低温始動機構（以下CSD）を備えると共に、ガバナが低温時に噴射量を減量させる制御（低温時噴射減量制御）を行う構成である。

第1図に示すように、第一から第三の実施の形態は、CSDの異なる二形態と、ガバナの異なる二形態とに関し、それらを組み合わせてなる三つの異なる形態からなっている。

ここで、CSDの異なる二形態は、サーモエレメント式CSDと電子制御式CSDとである。また、ガバナの異なる二形態としては、電子制御ガバナとメカニカルガバナとがあり、両ガバナにおいて、低温時噴射減量制御を実現する制御機構の構成が異なるものとなっている。

そして、第一の実施の形態は、サーモエレメント式CSD47と電子制御ガバナ2とを備える燃料噴射ポンプ100としている。第二の実施の形態は、電子制御式CSD9と電子制御ガバナ2とを備える燃料噴射ポンプ200としている。第三の実施の形態は、電子制御式CSD9とメカニカルガバナ17とを備える燃

料噴射ポンプ 3 0 0 としている。

また、第四および第五の実施の形態は、所定条件下で C S D の作動を解除する構成とした燃料噴射ポンプ 4 0 0 ・ 5 0 0 としている。これらの燃料噴射ポンプ 4 0 0 ・ 5 0 0 は、電子制御式 C S D 9 と電子制御ガバナ 2 とを備える燃料噴射ポンプ 2 0 0 の構成に、前記解除機構を追加したものとしている。

また、以下において、単に C S D と記載する場合は、サーモエレメント式であるか、あるいは電子制御式であるか、を問うものではない。同様に、単にガバナと記載する場合は、電子制御ガバナであるか、あるいはメカニカルガバナであるか、を問うものではない。

また、前記各実施の形態における燃料噴射ポンプの構成は、C S D の形態とガバナの形態とを除いて同一である。したがって、燃料噴射ポンプ 1 0 0 については要部の構成の説明をやや詳細に行うが、他の燃料噴射ポンプ 2 0 0 ・ 3 0 0 ・ 4 0 0 ・ 5 0 0 に関しては、同一部分に関しては記載を省略することがある。

これより、第一の実施の形態である燃料噴射ポンプ 1 0 0 について説明する。燃料噴射ポンプ 1 0 0 はエンジン 1 0 に付設されて、該エンジン 1 0 に燃料を供給する。

第 2 図に示すように、燃料噴射ポンプ 1 0 0 のプランジャバレル 8 内には、カム軸 4 (第 4 図に図示) により上下駆動されるプランジャ 7 が上下摺動自在に嵌挿されている。プランジャ 7 の側方には分配軸がプランジャ 7 と軸心を平行としながら回転自在に配置されており、該分配軸はベベルギア等を介して前記カム軸 4 の動力が伝達されることにより駆動される。

ハウジング H にはカム軸 4 の回転により駆動されるトロコイドポンプが配設されており、燃料タンクに貯留される燃料油が、該トロコイドポンプの送出側ポートに接続される送出通路等を介して燃料ギャラリー 4 3 へ供給されるようにしている。

第 2 図に示すように、プランジャバレル 8 の内部でプランジャ 7 の上方には、導入された燃料を加圧するための燃料圧室 4 4 が形成されている。また、該プランジャバレル 8 には、メインポート 1 4 及び分配軸への連絡通路 4 9 が燃料圧室 4 4 に連通可能に設けられている。前記メインポート 1 4 は、前記ハウジング H

に穿設された燃料供給油路及び燃料ギャラリー４３に連通しており、該メインポート１４には常時燃料が供給される。

従って、燃料ギャラリー４３からメインポート１４を介して該燃料圧室４４内に導入された燃料は、プランジャ７により加圧され、プランジャバレル８の上部に設けられた分配軸への連絡通路４９や、該連絡通路４９に連通されて形成される燃料圧送通路２１を介して、分配軸に圧送される。燃料油は前記分配軸の回転により分配されながら複数のデリバリバルブへ供給され、各デリバリバルブに供給された燃料は、噴射ノズルへ圧送されて噴射される。

符号１６は該プランジャ７の燃料圧送の有効ストロークを定めるためのプランジャリードであり、プランジャ７を軸線まわりに回転させることによって該プランジャリード１６がメインポート１４へ連通するときのプランジャ７の高さを変更できるようになっている。

プランジャバレル８の内壁面にはサブポート４２が開口されている。また、プランジャバレル８の内側に形成される燃料圧室４４において、燃料を圧縮するプランジャ７の上端面７ａの、前記サブポート４２を形成した側と同じ側にはサブリード７ｂを設けて、プランジャ７の一定回転範囲にて、燃料圧室４４が前記サブポート４２に連通するように構成している。そして、メインポート１４がプランジャ７の外周面にて塞がれている場合にも、該サブリード７ｂを介して該燃料圧室４４と該サブポート４２とが連通するようにしている。

該サブポート４２に連通する油路８１が、プランジャバレル８に径方向に設けられており、該油路８１はプランジャバレル８外周面で軸方向に平行に穿設された溝８２に接続される。該溝８２は、ハウジングＨに形成された連通路８３を介して、同じくハウジングＨ内に形成した弁室油路４５と連通している。該弁室油路４５は戻し油路８４を介して前記燃料ギャラリー４３に連通している。

この油路８１、溝８２、連通路８３をもってドレン通路９９が構成され、このドレン通路９９、弁室油路４５、戻し油路８４をもって、燃料圧室４４内の燃料油を燃料ギャラリー４３に戻すためのドレン回路９０が構成されている。ただし、このドレン回路９０は、ハウジングＨ外の燃料タンクに燃料を戻す構成としても構わない。

この構成において、前記のプランジャ 7 の上下摺動において上死点に達する前に、プランジャ 7 頭部の外周面がメインポート 1 4 を閉じることにより、燃料圧室 4 4 から分配軸への連絡通路 4 9 への燃料圧送が、開始されることとなる。ここで、サブリード 7 b がサブポート 4 2 に連通している間は、プランジャ 7 が上方摺動するにもかかわらず、サブポート 4 2 から燃料がドレンされて、燃料圧送の開始が遅らされる。

尚、この燃料圧送の開始タイミングの遅れ度合いは、サブリード 7 b の深さやサブポート 4 2 の高さを調節することで調整することができる。

以上構成の燃料噴射ポンプ 1 0 0 には、低温時（冷態時）の噴射タイミングを早める C S D が備えられている。

ここで、前記弁室油路 4 5 には、ピストン 4 6 が上下位置を変位可能かつ油密的に嵌合されている。そして、低温時には、プランジャバレル 8 に設けたサブポート 4 2 を閉じるように、C S D がピストン 4 6 を移動させることで、低温時の噴射タイミングが早められるものとしている。

つまり、常温時には、サブリード 7 b の深さやサブポート 4 2 の高さに応じて、噴射タイミング（燃料圧送の開始）が遅れるように構成された燃料噴射ポンプ 1 0 0 において、低温時には C S D により噴射タイミングが早められるものとしている。

以下、詳しく説明する。

第一の実施の形態では、前記 C S D は、サーモエレメント式 C S D 4 7 としている。

サーモエレメント式 C S D 4 7 は、サーモエレメントとしてワックスを内蔵し、低温域では縮み高温域では膨張するワックスの特性を利用して、ピストン 4 6 の駆動手段を構成している。

サーモエレメント式 C S D 4 7 より突出するピストンロッド 2 0 4 はピストン 4 6 に固設されており、温度に応じて膨張・圧縮する前記ワックスにより、ピストン 4 6 が変位される。なお、ピストン 4 6 には、油路 8 5 がその軸方向に平行となるように設けられている。

また、サーモエレメント式 C S D 4 7 のピストン 4 6 を挟んで反対側には戻し

パネ４８が設けられており、該戻しパネ４８は、サーモエレメント式ＣＳＤ４７の伸張駆動に抗する付勢力を該ピストン４６に対し加えている。

この構成において、サーモエレメント式ＣＳＤ４７が温度上昇を検知してピストンロッド２０４を伸張させると、ピストン４６が前記戻しパネ４８を圧縮して、該戻しパネ４８はその弾発力を増大させることとなる。

従って、前記ピストン４６は、該サーモエレメント式ＣＳＤ４７の伸張力と前記戻しパネ４８の弾発力とが釣り合う平衡位置にて静止され、その位置は、サーモエレメント式ＣＳＤ４７が検知する温度に応じて定まる。

前記連通路８３の一端は前記弁室油路４５の壁面に開口Ｐを形成しており、該開口Ｐは前記ピストン４６の外周面によって開閉可能とされている。

この構成において、エンジン１０が低温環境下にあると、サーモエレメント式ＣＳＤ４７はピストンロッド２０４を縮退させるので、戻しパネ４８により戻し力が加えられている前記ピストン４６は、その外周面が前記開口Ｐを完全に閉鎖するように駆動される。従って、サブポート４２が閉じられて燃料がドレンされず、燃料圧送の開始タイミングが遅延されない。

この状態からエンジン１０の温度が上昇すると、サーモエレメント式ＣＳＤ４７はピストンロッド２０４を伸張駆動させて、ピストン４６を第２図における下方向へ変位させ、ピストン４６の外周面は前記開口Ｐを徐々に開き、前記ドレン通路９９の通路面積を徐々に増加させていくことになる。従って、温度上昇に伴ってサブポート４２の開度が増大して燃料のドレン量が多くなって、燃料圧送の開始タイミングが徐々に遅延されていく。

そして、エンジン１０の温度が一定温度以上に上昇すると、サーモエレメント式ＣＳＤ４７は開口Ｐを完全に開放して、サブポート４２を完全に開放し、ドレン通路９９が完全に開かれ、該開始タイミングは所定のタイミングだけ遅延されることとなる。

このように、エンジン温度が、サブポート４２が完全に開放される温度域にある状態を、常温時（暖態時）とする。また、前記低温時（冷態時）は、エンジン温度が、常温時（暖態時）より低い温度域にある状態を指す。

即ち、サーモエレメント式ＣＳＤ４７は、低温時（冷態時）には、サブポート

42を閉じるようにピストン46を制御して、燃料圧送の開始タイミングを遅延させないようにしている。一方、常温時（暖態時）には、サーモエレメント式CSD47は、サブポート42を開くように制御して、開始タイミングを遅延させる。

CSDを作動させて燃料噴射タイミングを早めると、燃料圧室44からドレンされる燃料が減少する。したがって低温時には、CSDの作用により、常温時に比して、燃料噴射量がエンジン回転数によらず増加する。

これを防止するため、燃料噴射ポンプのガバナは、低温時に噴射量を減量させる制御を行う構成としている。

燃料噴射ポンプに備えるガバナは、アクセルの開度とエンジン回転数とに基づいて、燃料噴射ポンプ100内のコントロールラック位置を変更し、噴射量を変化させる。

第3図に示すように、ガバナは、アクセルの開度を一定とした条件下では、エンジン回転数（ポンプ回転数）とラック位置との間の一定の対応関係に従って、回転数に応じてラック位置を制御する。そして、アクセルの開度が大きくなるとラック位置が増量側とされて噴射量が増加され、開度が小さくなるとラック位置が減量側とされて噴射量が全体として減少される。なお、図3においては、四つの異なるアクセル開度における回転数－ラック位置変化のグラフを図示している。ラック位置と噴射量とは完全には対応しないが（図7参照）、ラック位置が増量側に移動すると噴射量は増加し、ラック位置が減量側に移動すると噴射量は減少する。

ガバナにおいて、回転数に応じた噴射量変化の特性は、アクセル開度に応じて異なるグラフを描くだけでなく、詳しくは後述する低温時噴射減量制御下においても、異なるグラフを描くものとなる。言い換えると、ガバナの制御が低温時噴射減量制御下に移行すると、アクセル開度が常温時と同じであったとしても、実質的にアクセル開度が増量した場合に等しい状態となる。

ここで、アクセル開度および低温時噴射減量制御の実行／解除を一定とした条件下においてポンプ回転数毎における最大限の噴射を行うためのラック位置を、最大ラック位置と呼ぶことにする。つまり、最大ラック位置の調整は、前述した

アクセル開度の変更により行われるだけでなく、前記低温時噴射減量制御の実行／解除によっても行われるものとなっている。

ガバナにおいて、前記低温時噴射減量制御は、低温での始動時・加速時に、噴射量を減量させる制御である。噴射量の減量は、最大ラック位置を減量側に変位させることで、行うものとしている。最大ラック位置の調整により、エンジン回転数によらずラック位置が減量側に移動して、噴射量が減量される。

ここで、最大ラック位置の調整は、前述したように、基本的には、アクセル開度の変更により行われるが、低温時の始動時・加速時には、低温時噴射減量制御によっても、行われるものとしている。

第4図に示すように、第一の実施の形態においては、前記ガバナとして、電子制御ガバナ2が燃料噴射ポンプ100に設けられている。電子制御ガバナ2は、コントロールラックのラック位置の変更手段であるアクチュエータ3と、該アクチュエータ3を制御する制御装置5とを備えている。アクチュエータ3は、当然ながら、電子制御式のアクチュエータである。制御装置5は、カム軸4に設ける回転センサギヤ4aの回転を回転センサ6により検出し、エンジン回転数に応じて、噴射量制御を行うべくアクチュエータ3を制御する。

電子制御ガバナ2を備える燃料噴射ポンプ100では、前記低温時噴射減量制御は、電子制御ガバナ2の制御機構を利用して実行されるものとしている。

そして、低温時噴射減量制御の実行主体でもある制御装置5は、低温時には、最大ラック位置が減量側となるようにアクチュエータ3を制御して、噴射量を減量させるものとしている。

燃料噴射ポンプ100における噴射量制御は、第5図に示すようなものとなる。燃料噴射ポンプ100は、サーモエレメント式CSD47と低温時噴射減量制御可能な電子制御ガバナ2とを備えている。第5図の詳細については後述するとし、ここでは概略的な内容について説明する。

第5図に示すように、低温時（冷態時）においては、サーモエレメント式CSD47の作動時（ON状態時）に、ラック位置は減量側に変位されている。一方、常温時（暖態時）においては、サーモエレメント式CSD47が解除（OFF状態）されると共に、ラック位置は増量側に変位される。なお、ラック位置の変位

は、最大ラック位置の変位により行われている。

つまり、燃料噴射ポンプ 100 では、低温時に噴射量が減量される。これは、CSD の作用により発生する噴射量の増加を、ラック位置を減量側に変位させることで、打ち消すことを意味している。

このため、CSD 作動状態の噴射量を、CSD 解除状態並にすることができる。したがって、低温下における始動時・加速時の黒煙を低減することができる。

また、始動直後の CSD 作動中でも、噴射量が増量されないので、エンジン 10 に過負荷がかかることがない。

なお、以上の作用・効果は、サーモエレメント式 CSD 47 と電子制御ガバナ 2 を備える燃料噴射ポンプ 100 に限定されるものではない。CSD およびガバナの構成は問わず、CSD を備えると共に低温時噴射減量制御が可能な燃料噴射ポンプであれば実現されるものである。

ここで、CSD としては、電子制御のソレノイド式としてもよい（後述のソレノイド式アクチュエータ 13）。また、低温時噴射減量制御を実現する機構としては、ラック位置の調整を、カム軸 4 の回転に応じてラック位置を変位させるメカニカルガバナにおいて、ガバナレバーの回動支点を減量側に移動させる機構を設けるものとしても良い（第三の実施の形態）。

低温時噴射減量制御を実行する制御装置 5 は、最大ラック位置の減量制御を、ラック位置制御用マップデータに基づいて、行うものとしている。ここで、ラック位置制御用マップデータは、制御装置 5 のメモリに記憶されている。

第 6 図に示すように、ラック位置制御用マップデータは、常温時（暖態時）のポンプ回転数－ラック位置の特性データと、低温時（冷態時）の特性データとの二種類のデータからなっている。

そして、常温時（暖態時）のデータは CSD 解除時に対応し、低温時（冷態時）のデータは CSD 作動時に対応している。このため、CSD 作動による噴射量の増大を打ち消すべく、常温時（暖態時）のデータは、低温時（冷態時）のデータに比して、最大ラック位置が増量側となっている。

このため、第 7 図に示すように、制御装置 5 が、CSD の作動・解除に応じて、作動時のデータと解除時のデータとを切換え、その切換えられたマッピングデー



タに基づいて、ラック位置を制御することで、CSDの作動・解除に関わらず、噴射量を一定とすることができる。したがって、CSDの作動の有無に関わりなく、同一出力を得ることができる。

次に、CSD作動／解除と低温時噴射減量制御の実行／解除との切換えタイミングについて説明する。

第5図において、CSDは、時刻TCで、作動状態から解除状態に切換えられるものである。一方、CSDの切換えに対応するためのラック位置の切換えは、低温時噴射減量制御の実行により、時刻TRに行うものとしている。この切換えにより、低温時の減量位置から常温時の増量位置へとラック位置が切換えられる。

つまり、低温時噴射減量制御の実行開始の切換えタイミングである時刻TRは、CSDの切換えタイミングである時刻TCと同時に、もしくはそれよりも早くなるようにしている（第5図では、時刻TRが時刻TCよりも早い）。

第8図に示すように、第5図に示す状態から前記時刻TR・TCが逆転するように、CSDおよび低温時噴射減量制御の切換えを行うと、時刻TR・TC間のズレ時間Gの間だけ、噴射量が一時的に減量される。

この場合には、エンジン運転に必要な噴射量が確保されず、エンジン運転に支障をきたすことになる。

第5図に示すように、時刻TRが、CSDの切換えタイミングである時刻TCと同時に、もしくはそれよりも早くなるようにすることで、第8図に示すような噴射量の一時的減量を防止することができる。

つまり、CSD解除による噴射量の減量に対し、事前にガバナの最大ラック位置を増量に切換えることで、一時的な噴射量の落ち込み（減量）の発生を防止して、エンジン運転に支障をきたすことのないようにすることができる。

なお、以上の切換え制御におけるCSDとしては、サーモエレメント式CSD 47ではなく、電子制御式CSD 9としてもよい。また、低温時噴射減量制御を可能とする機構は、電子制御ガバナ2に備える電子制御機構を利用して構成するだけではなく、メカニカルガバナ17にガバナレバーの回動支点位置を移動させる機構を備えて構成するものとしても良い。

ここで、前記両機構の切換えタイミングの具体的構成例について、燃料噴射が

ンプ 1 0 0（第一の実施の形態）および燃料噴射ポンプ 2 0 0（第二の実施の形態）とを用いて説明する。

まず、第一の実施の形態の燃料噴射ポンプ 1 0 0 における、前記両機構の切換えタイミングの構成について説明する。燃料噴射ポンプ 1 0 0 は、サーモエレメント式 C S D 4 7 と電子制御ガバナ 2 とを備える。

サーモエレメント式 C S D 4 7 および電子制御ガバナ 2 は、エンジン温度の検出を、エンジン冷却水の温度検出により行うものとしている。

第 4 図に示すように、エンジン 1 0 を通過する冷却水路 1 1 は、サーモエレメント式 C S D 4 7 を通過するように形成されている。サーモエレメント式 C S D 4 7 は、サーモエレメントであるワックスがエンジン冷却水より熱を受けて圧縮・膨張してピストン 4 6 を駆動する。このようにして、サーモエレメント式 C S D 4 7 の作動・解除が行われる。

また、該冷却水路 1 1 上には、電子制御ガバナ 2 で、冷却水の温度検出を行うための制御用の冷却水センサ 1 2 が設けられている。冷却水センサ 1 2 は、制御装置 5 に接続されて、低温時噴射減量制御の実行／解除タイミングを判別するための、冷却水温度の検出手段を構成している。そして、制御装置 5 は、冷却水センサ 1 2 により検出された冷却水温度に応じてアクチュエータ 3 を駆動し、ラック位置を変位させて、噴射量の増量・減量を行う。

冷却水路 1 1 の冷却水の流れ方向において、低温時噴射減量制御の実行／解除に関わる制御用冷却水センサ 1 2 は、サーモエレメント式 C S D 4 7 よりも、上流側となるように配置されている。

このため、冷却水温度は、冷却水センサ 1 2 の検知部よりも、サーモエレメント式 C S D 4 7 のサーモエレメント部（ワックス）の方が、必然的に早く上昇する。したがって、サーモエレメント式 C S D 4 7 および電子制御ガバナ 2 の切換え温度を同じ温度に設定しても、必ずサーモエレメント式 C S D 4 7 の解除前に、電子制御ガバナ 2 により最大ラック位置が減量側に変位される。

第 5 図に示すように、冷却水温度の上昇につれて、まず電子制御ガバナ 2 において最大ラック位置が減量側より増量側に切換えられる。そして次に、サーモエレメント式 C S D 4 7 が作動状態より解除状態に切換えられる。

したがって、前述した一時的な噴射量の落ち込み（減量）の発生の防止が確実となる。

次に、第二の実施の形態の燃料噴射ポンプ 200 における、前記両機構の切換えタイミングの構成について説明する。

ここでまず、第 9 図を用いて、燃料噴射ポンプ 200 の構成について説明する。第 9 図に示すように、燃料噴射ポンプ 200 は、電子制御式 CSD9 と電子制御ガバナ 2 とを備える。電子制御式 CSD9 は、前記ピストン 46 の駆動手段であるソレノイド式アクチュエータ 13 と、該アクチュエータ 13 を駆動する制御装置 15 とを備えている。電子制御ガバナ 2 の構成は、燃料噴射ポンプ 100・200 で同一であり、同符号としている。ここで、制御装置 15 は、前記制御装置 5 に代えて、電子制御式 CSD9 および電子制御ガバナ 2 の制御手段を兼用するものである。

第 9 図に示すように、電子制御式 CSD9 を備えると共に、低温時噴射減量制御を可能とする電子制御ガバナ 2 は、電子制御式 CSD9 の制御と低温時噴射減量制御において、エンジン温度の検出手段である冷却水センサ 12 をも兼用する構成としている。

そして、電子制御式 CSD9 の制御および低温時噴射減量制御が、いずれも、一つの冷却水センサ 12 による冷却水温度検出に基づいて、実行されるものとしている。

このため、第 10 図に示すように、電子制御式 CSD9 における作動・解除の切換えと、電子制御ガバナ 2 における噴射量の減量から増量への切換えとで、タイミングを略一致させることができる。

なお、電子制御式 CSD9 の制御および低温時噴射減量制御を、同一の冷却水センサ 12 の水温検出に基づいて実行する構成は、電子制御ガバナ 2 に代えてメカニカルガバナ 17 を備えるものとした燃料噴射ポンプ 300（第三の実施の形態）にも、適用されている。

この場合においても、電子制御式 CSD9 およびメカニカルガバナ 17 に備えるガバナレバーの回動支点移動機構（詳しくは後述）を、一つの冷却水センサ 12 による冷却水温度検出に基づいて、制御可能である。そして、電子制御式 CS

D 9における作動・解除の切換えと、メカニカルガバナ 17における噴射量の減量から増量への切換えとで、タイミングを略一致させることができる。

次に、電子制御ガバナ 2を備える燃料噴射ポンプにおけるエンジン回転数制御について説明する。

電子制御ガバナ 2は、燃料噴射ポンプ 100・200に備えられているが、回転数制御に関してはCSDの構成に関わりがないので、ここでは、燃料噴射ポンプ 100を用いて説明を行う。なお、両ポンプ 100・200間では、前述したCSDおよびラック位置の切換えタイミングが相違するので、回転数制御においてもタイミングの相違が生じる。

CSDを解除した瞬間には、同一ラック位置での噴射量が減少するため、エンジン回転数が低下する。

第11図には、回転数制御として、常時アイソクロナス制御を行っている場合の回転数変動を示しており、時刻TRにおいて、電子制御ガバナ 2の最大ラック位置切換えが行われ、時刻TCにおいて、サーモエレメント式CSD 47の解除が行われている。

最大ラック位置の切換えにより、ラック位置の変位域が変更されて、サーモエレメント式CSD 47の解除による噴射量の減量を、ラック位置の増量側への変位により補うことが可能となる。

そして、アイソクロナス制御を行っている場合、サーモエレメント式CSD 47を解除した時点ではエンジン回転数が一時的に低下するが、サーモエレメント式CSD 47解除による噴射量の減量がラック位置の増量側への変位により補われて、エンジン回転数が復帰する。

回転数の低下後、再び上昇して元の回転数に落ち着くため、通常のアイドルアップ制御の場合と異なり、該エンジン 10を駆動源とする装置の操作者に、違和感を与えるものとなる。

一方、第12図には、回転数制御として、暖気運転中は、ドループ制御を行っている場合の回転数変動を示しており、時刻TRにおいて、電子制御ガバナ 2の最大ラック位置切換えが行われ、時刻TCにおいて、サーモエレメント式CSD 47の解除が行われている。

最大ラック位置の切換えにより、ラック位置の変位域が変更されて、サーモエレメント式CSD47の解除による噴射量の減量を、ラック位置の増量側への変位により補うことが可能となる。

そして、ドループ制御を行っている場合、サーモエレメント式CSD47を解除した時点でエンジン回転数が低下するが、ラック位置の変位により噴射量が補われると、エンジン回転数の低下が停止して、その後は定回転数で回転する。

なお、CSD解除後のエンジン回転数の落下を見越して、サーモエレメント式CSD47の解除前には、目標回転数よりも高めの回転数でエンジン10を駆動させるものとしている。

回転数の低下後、その回転数に落ち着くため、アイドルアップ制御の場合と同様であり、該エンジン10を駆動源とする機械の操作者に、違和感を与えることがない。

また、制御装置5は、サーモエレメント式CSD47の作動解除後まではドループ制御としながら、その後、アイソクロナス制御に切換えを行う。

第12図において、時刻TMでドループ制御がアイソクロナス制御に切換えられている。

そして、暖機運転の間はドループ制御とし、暖気運転完了後にアイソクロナス制御に切換えることにより、負荷が掛かってもエンジン回転数が一定となり、良好な作業性を得ることができる。

次に、第三の実施の形態の燃料噴射ポンプ300における、最大ラック位置の切換え機構について説明する。

第13図に示すように、燃料噴射ポンプ300は、電子制御式CSD9とメカニカルガバナ17とを備える。電子制御式CSD9の構成は、前記燃料噴射ポンプ100・200と同一であり、同符号としている。なお、電子制御式CSD9には、前記制御装置5・15に代えて、後述の多段ソレノイド20をも制御可能とする制御装置25が備えられている。

一方、メカニカルガバナ17は、カム軸4の加減速に連動して回転するガバナレバー18と、アクセル開度に応じて回転するコントロールレバー19とを備え、エンジン回転数に応じて、噴射量の自動調節が機械的に行われるものとなっている。

る。ここで、ガバナレバー 18 の回動支点は、ガバナケーシングには固定されておらず、コントロールレバー 19 の回動により、ラック位置の増量側から減量側まで移動する。この回動支点位置に応じて、ガバナレバー 18 の一端に連結されるコントロールラックの移動可能範囲が異なるものとなっており、つまり、最大ラック位置が異なるものとなっている。

加えて、メカニカルガバナ 17 には、低温時噴射減量制御を可能とする機構として、ガバナレバー 18 の回動支点位置を減量側へ回動させるための電子制御式アクチュエータが備えられている。該アクチュエータは、多段ソレノイド 20 で構成され、通常位置と、減量位置、エンジン停止位置とを備えている。

電子制御式 CSD 9 に備える制御手段 25 は、多段ソレノイド 20 および、電子制御式 CSD 9 のアクチュエータ 13 を制御する。

一方、制御装置 25 には、エンジン冷却水の温度を検出する冷却水センサ 12 が接続されている。そして、制御装置 25 は、冷却水温度の検出に基づいて、電子制御式 CSD 9 の解除と、最大ラック位置の変位による噴射量の減量とを、同時に行うようにしている。

これは、第 10 図に示す、電子制御式 CSD 9 と電子制御ガバナ 2 とを備える燃料噴射ポンプ 200 の場合における切換え制御と、同様のタイミングで行われるものである。

以上のように、メカニカルガバナ 17 において、ガバナレバー 18 の回動支点を移動させる手段を多段ソレノイド 20 で構成することで、第一には、CSD 作動により噴射量が増量する場合に、ガバナレバー 18 の回動支点を減量側に移動させることで最大ラック位置を減量側に変位させて、該噴射量の増大を打ち消すことができる。第二には、多段ソレノイドであるので、瞬時にガバナレバー 18 を、エンジン停止状態となる回動位置まで、回動させることができる。

つまり、ガバナレバー 18 を回動させる手段を多段ソレノイド 20 で構成することで、噴射量の減量手段としても、また、エンジンの停止状態の時に燃料噴射をしないようにするための手段としても用いることが可能となっている。このため、ガバナの省スペース化が実現される。

次に、所定条件下で CSD の作動を解除する構成とした、燃料噴射ポンプ 40

０・５００について説明する。

第四および第五の実施の形態である燃料噴射ポンプ４００・５００は、電子制御式ＣＳＤ９を備える燃料噴射ポンプに、前記解除機構を追加したものとしている。

ここで、電子制御式ＣＳＤ９は、燃料噴射ポンプ２００・３００に備えられているが、ガバナの構成は問わないので、ここでは、燃料噴射ポンプ２００を用いて説明を行う。

まず、第１４図を用いて、第四の実施の形態である燃料噴射ポンプ４００の構成について、説明する。

第１４図に示すように、燃料噴射ポンプ４００には、前記燃料噴射ポンプ２００の構成に加えて、タイマ２２が備えられている。タイマ２２は、制御装置１５に接続されている。

タイマ２２は低温始動開始と同時に計時を開始し、所定時間が経過すると制御装置１５にＣＳＤ解除信号を送信する。ＣＳＤ解除信号を受けた制御装置１５は、アクチュエータ１３をＣＳＤ解除位置へ駆動させる。

第１５図に示すように、冷却水温度がＣＳＤ解除温度Ｆに到達していないが、所定時間が経過（低温始動後にＣＳＤ解除時刻ＴＬに到達）すると、ＣＳＤの解除が行われる。

一方、第１６図に示すように、所定時間の経過前に、冷却水温度がＣＳＤ解除温度Ｆに到達すると、前記燃料噴射ポンプ２００の場合と同様に、タイマ２２の作動に関わりなく、ＣＳＤの解除が行われる。

以上のように、冷却水温感知の電子制御式ＣＳＤ９を備える燃料噴射ポンプ４００では、低温始動後、冷却水温度が所定の温度（ＣＳＤ解除温度）に到達していなくても、一定時間が経過すると（低温始動後にＣＳＤ解除時刻ＴＬに到達すると）、ＣＳＤが解除される。

このため、冷却水センサ１２やハーネスの異常等で、冷却水温度を制御装置５が検知できなかつたり、冷却水ポンプの異常等で冷却水の温度上昇時間が非常に長くかかる場合でも、ＣＳＤの解除が確実に行われる。つまり、フェールセーフ機能を備える構成とすることができる。

次に、第 17 図を用いて、第五の実施の形態である燃料噴射ポンプ 500 の構成について、説明する。

第 17 図に示すように、燃料噴射ポンプ 500 には、前記燃料噴射ポンプ 200 の構成に加えて、クラッチ 23 の接続の有無を検出するクラッチ状態検出センサ 24 が備えられている。クラッチ状態検出センサ 24 は、制御装置 15 に接続されている。なお、クラッチ 23 は、エンジン 10 により駆動される図示せぬ作業機への動力伝達用のクラッチである。

クラッチ状態検出センサ 24 は、クラッチ 23 の接続の有無を検出し、該接続検出に関わるクラッチ信号を制御装置 15 へ向けて送信する。制御装置 15 は、接続状態（ON 状態）を示すクラッチ信号を受けると、アクチュエータ 13 を CSD 解除位置へ駆動させる。

第 18 図に示すように、冷却水温度が CSD 解除温度 F に到達していないが、接続状態（ON 状態）を示すクラッチ信号を受けると、制御装置 15 は、CSD を解除する。

一方、第 19 図に示すように、制御装置 15 が接続状態（ON 状態）を示すクラッチ信号を受ける前に、冷却水温度が CSD 解除温度 F に到達すると、前記燃料噴射ポンプ 200 の場合と同様に、クラッチ信号に関わりなく、CSD の解除が行われる。

以上のように、冷却水温感知の電子制御式 CSD 9 を備える燃料噴射ポンプ 500 では、低温始動後、冷却水温度が所定の温度（CSD 解除温度）に到達していなくても、作業機のクラッチの接続状態が検出されると、CSD が解除される。

このため、作業機の駆動によるエンジン 10 の負荷発生を予測して、同じく負荷発生源である CSD を解除し、エンジン 10 に過負荷が掛からないようにすることができる。

#### 産業上の利用可能性

ディーゼルエンジンに適用される燃料噴射ポンプとして、適している。



## 請 求 の 範 囲

1. プランジャパレルに設けた溢流用サブポートをピストンで開閉することにより、低温時に噴射タイミングを早める低温始動機構を備えた燃料噴射ポンプにおいて、ガバナが低温始動時に噴射量を減量させる低温時噴射減量制御を行う構成としたことを特徴とする燃料噴射ポンプ。
2. 低温始動用の減量噴射から常温用の正規噴射に切り換えるタイミングを、前記低温始動機構を解除するタイミングと同時、もしくは、それよりも早くするようにしたことを特徴とする請求の範囲第1項記載の燃料噴射ポンプ。
3. 前記ガバナは低温時噴射減量制御のための電子制御式アクチュエータを備え、前記低温始動機構の作動／解除の切換及びガバナの低温噴射減量制御の実行／解除の切換を、エンジン冷却水温の検出により行うものとしたことを特徴とする請求の範囲第1項または第2項記載の燃料噴射ポンプ。
4. 前記低温始動機構をエンジン冷却水温感知のサーモエレメント式とし、前記ガバナのエンジン冷却水温の検出センサを、エンジン冷却水の流れにおいて、該低温始動機構のサーモエレメント部より上流側に配置したことを特徴とする請求の範囲第3項記載の燃料噴射ポンプ。
5. 前記低温始動機構を電子制御式とし、一つの冷却水温センサの温度検出に基づいて、該電子制御式低温始動機構の作動／解除と前記ガバナの低温始動時噴射減量制御の実行／解除とがなされることを特徴とする請求の範囲第3項記載の燃料噴射ポンプ。
6. 前記ガバナを電子制御式とし、前記低温始動機構の作動中、及び作動解除後一定期間までをドループ制御とし、それ以外の低温始動機構解除時にアイソクロナス制御とすることを特徴とする請求の範囲第1項記載の燃料噴射ポンプ。
7. 前記ガバナを電子制御式とし、ガバナの最大ラック位置制御用マップデータとして、低温始動機構の作動時用および解除時用の二種類のデータを備えるものとしたことを特徴とする請求の範囲第1項記載の燃料噴射ポンプ。

ンプ。

8. 前記ガバナをメカニカルガバナとし、該メカニカルガバナのガバナレバーの回動支点を減量側・増量側に移動させる手段を多段ソレノイドにより構成したことを特徴とする請求の範囲第1項記載の燃料噴射ポンプ。

9. 低温時に噴射タイミングを早める低温始動機構を備える燃料噴射ポンプであって、該低温始動機構をエンジン冷却水温感知の電子制御式とし、低温始動後、冷却水温が所定の温度に上昇していなくても、一定時間が経過すると、低温始動機構の作動を解除するようにしたことを特徴とする燃料噴射ポンプ。

10. 低温時に噴射タイミングを早める低温始動機構を備える燃料噴射ポンプであって、該低温始動機構をエンジン冷却水温感知の電子制御式とし、低温始動直後に作業機のクラッチが入った場合、その信号を検知して、低温始動機構の作動を解除するようにしたことを特徴とする燃料噴射ポンプ。

Fig. 1

	CSD	ガバナ	CSDの解除機構
燃料噴射ポンプ100	サーモエレメント式 CSD47	電子制御ガバナ2	
燃料噴射ポンプ200	電子制御式 CSD9	電子制御ガバナ2	
燃料噴射ポンプ300	電子制御式 CSD9	メカニカルガバナ17	
燃料噴射ポンプ400	電子制御式 CSD9	電子制御ガバナ2	タイマ22
燃料噴射ポンプ500	電子制御式 CSD9	電子制御ガバナ2	センサ24

F i g . 2

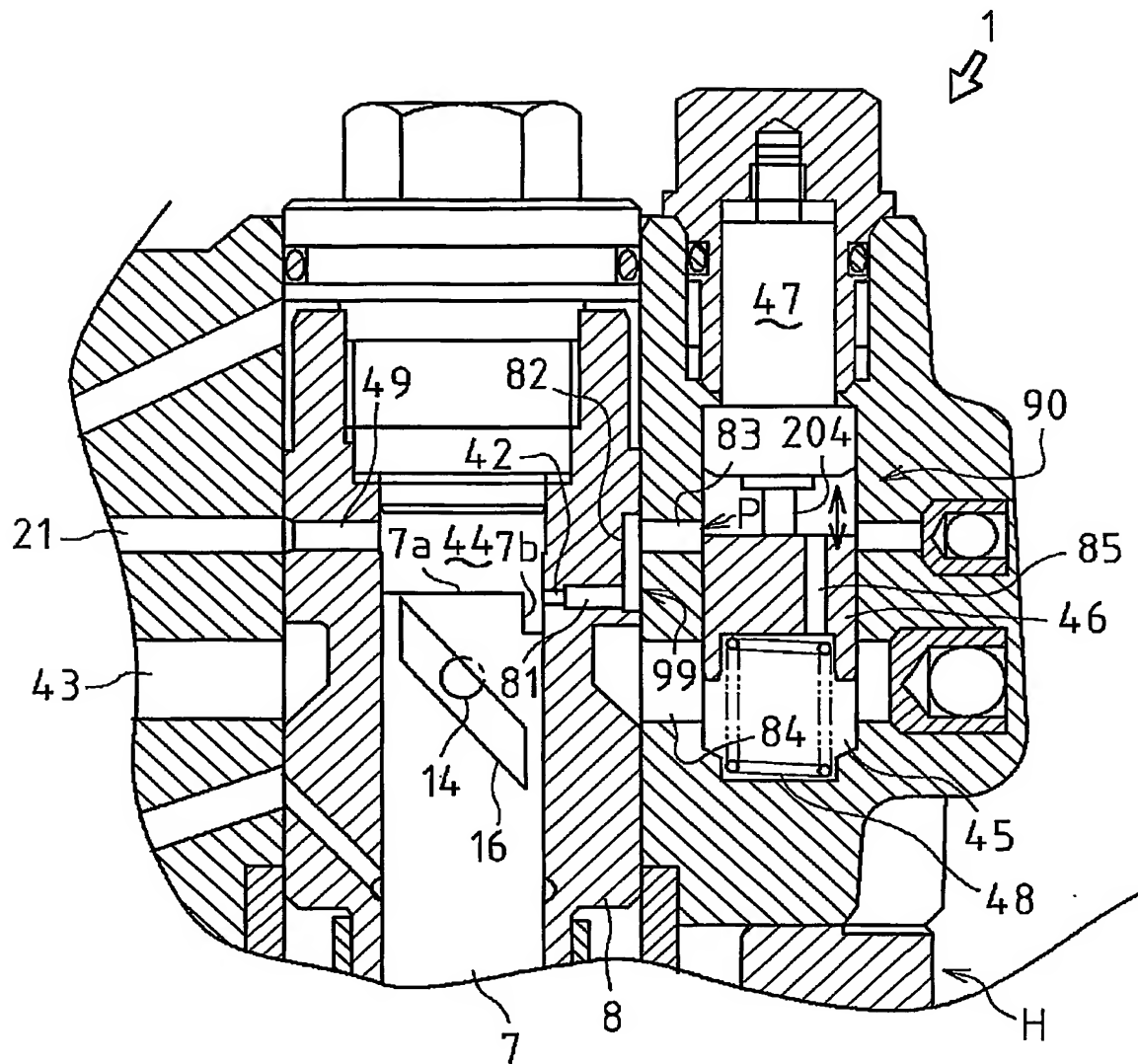
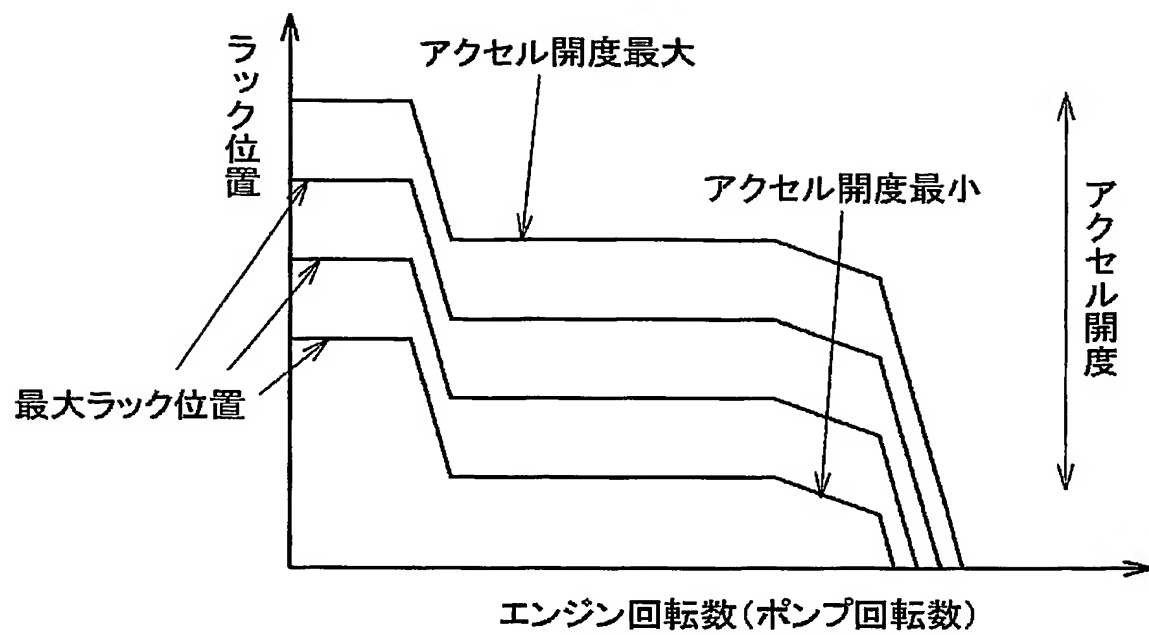


Fig. 3



F i g. 4

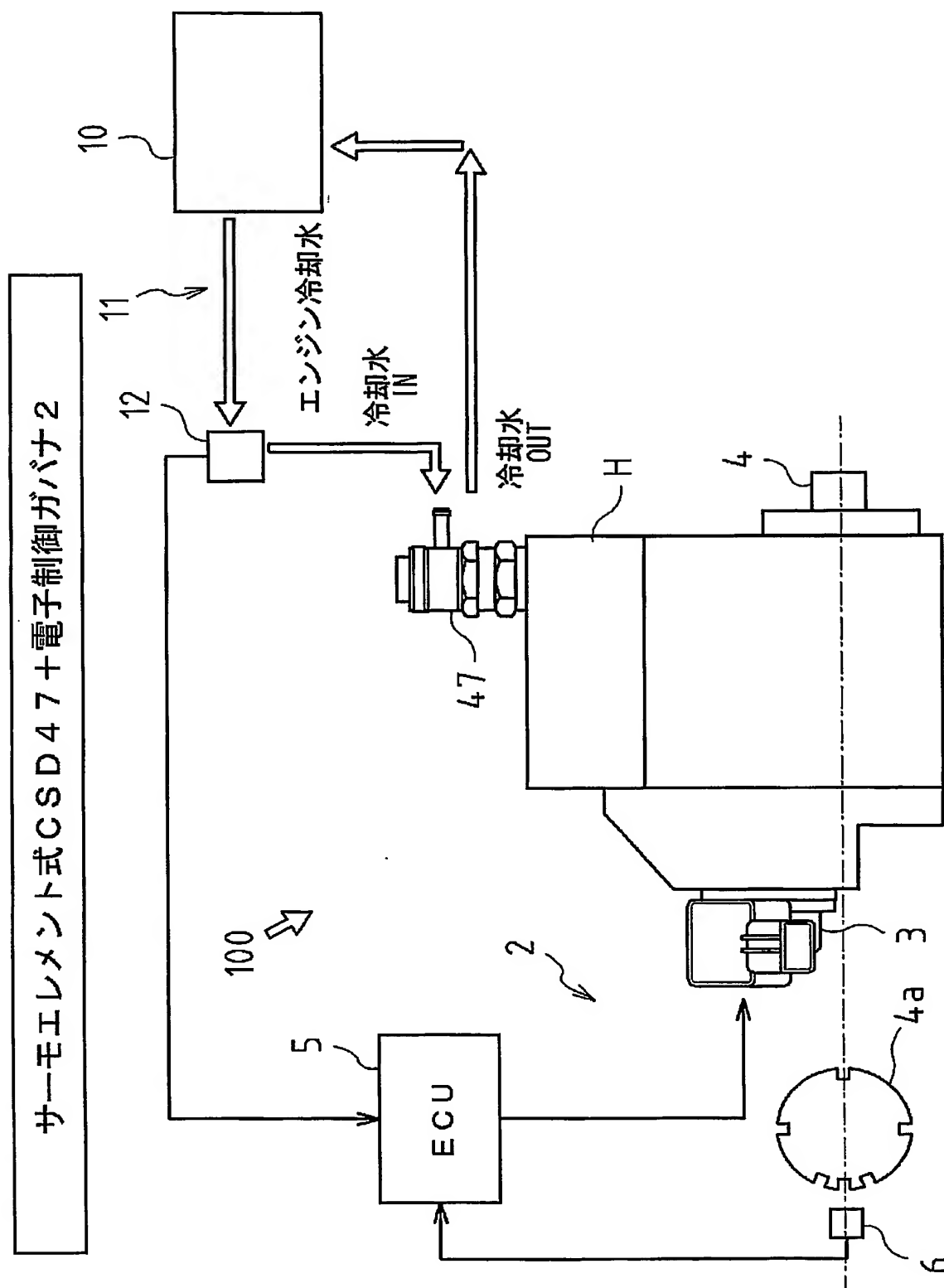


Fig. 5

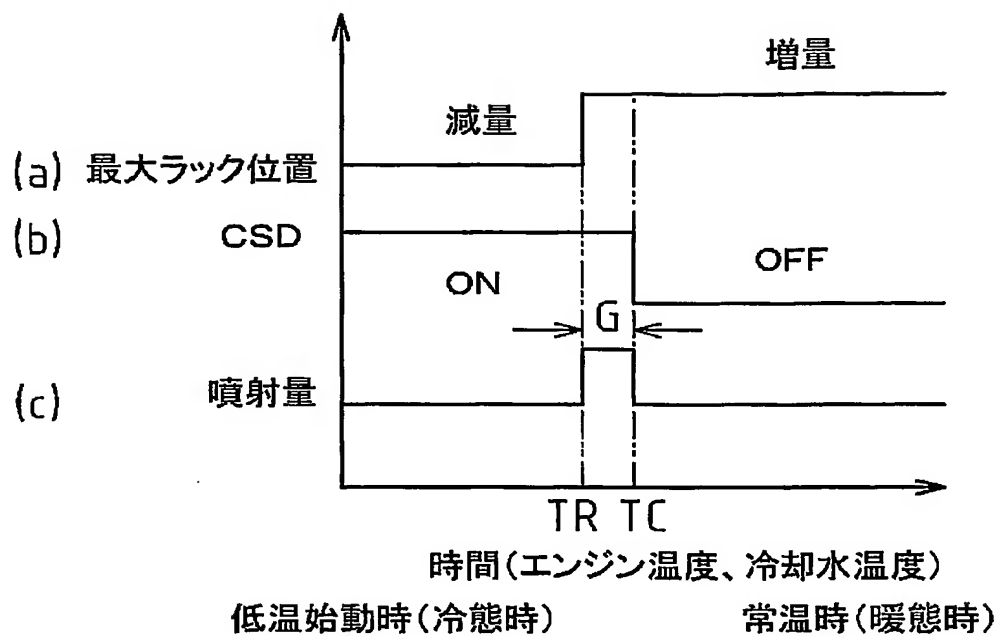


Fig. 6

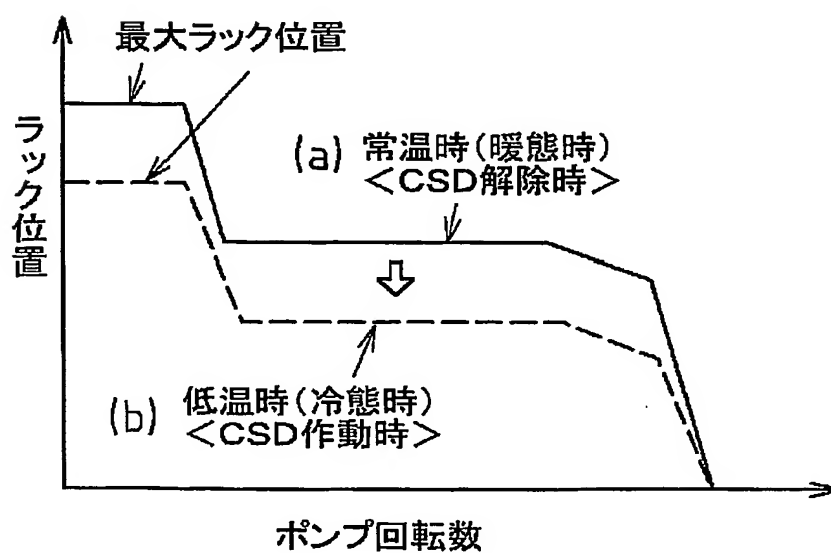


Fig. 7

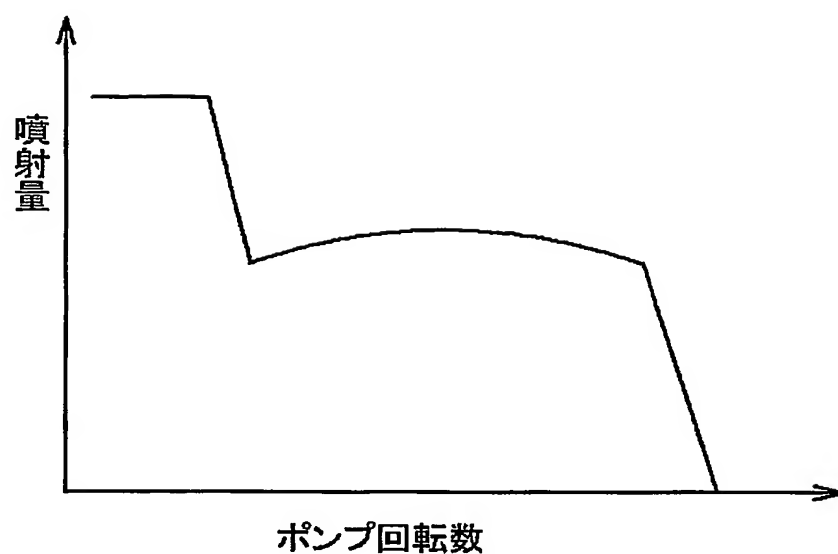


Fig. 8

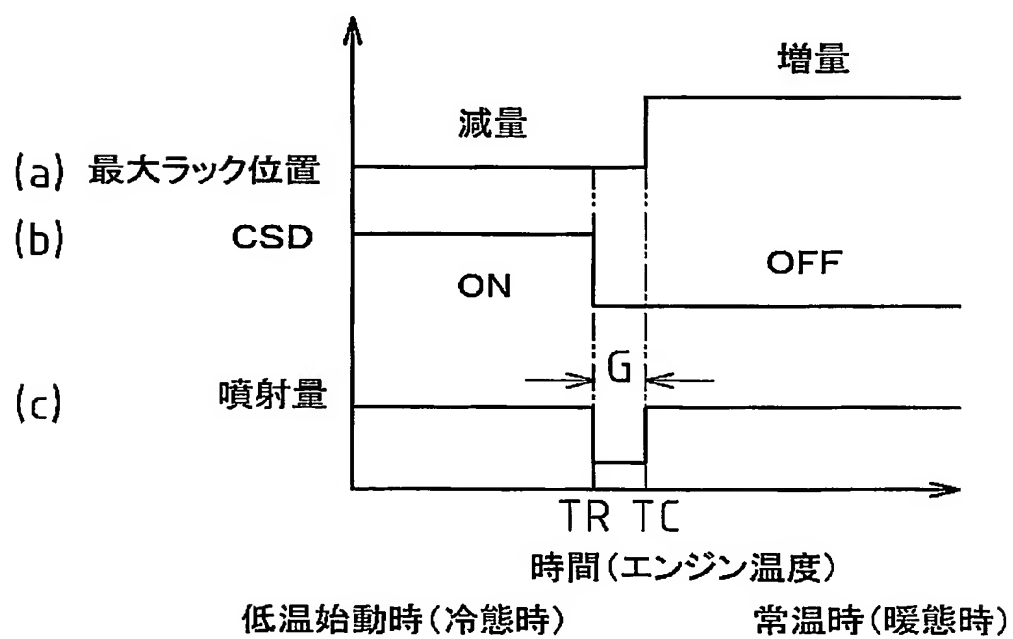




Fig. 9

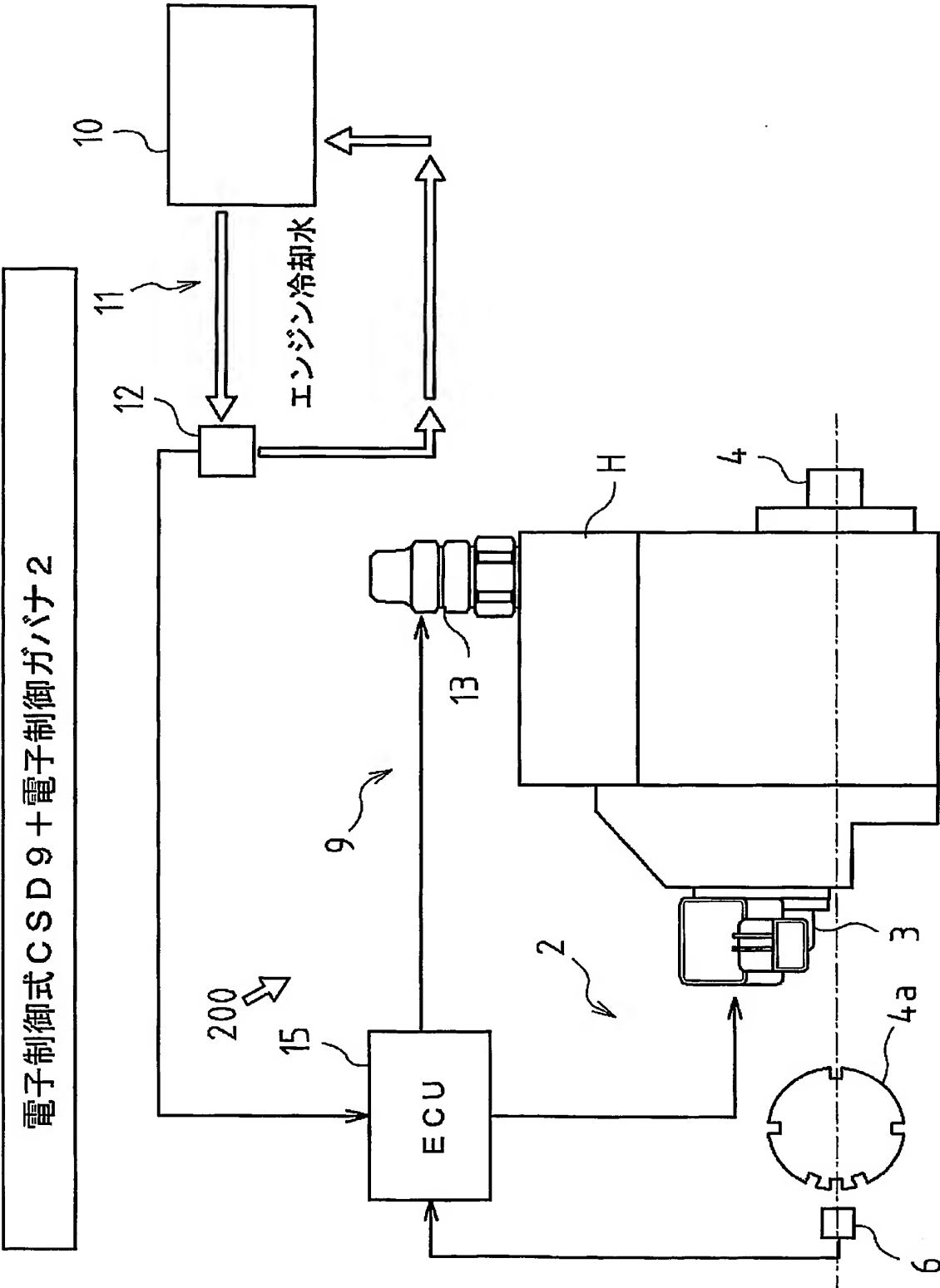


Fig. 10

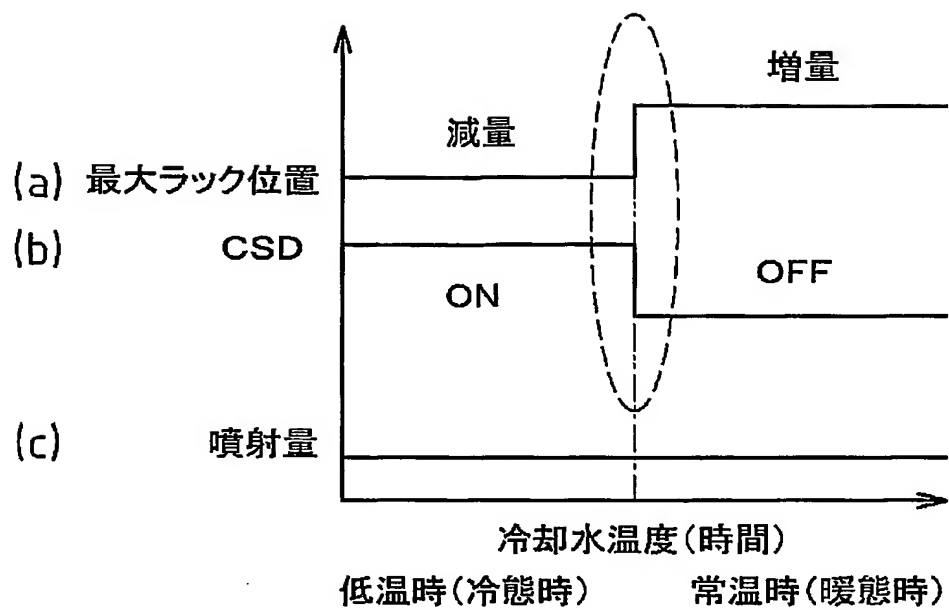


Fig. 11

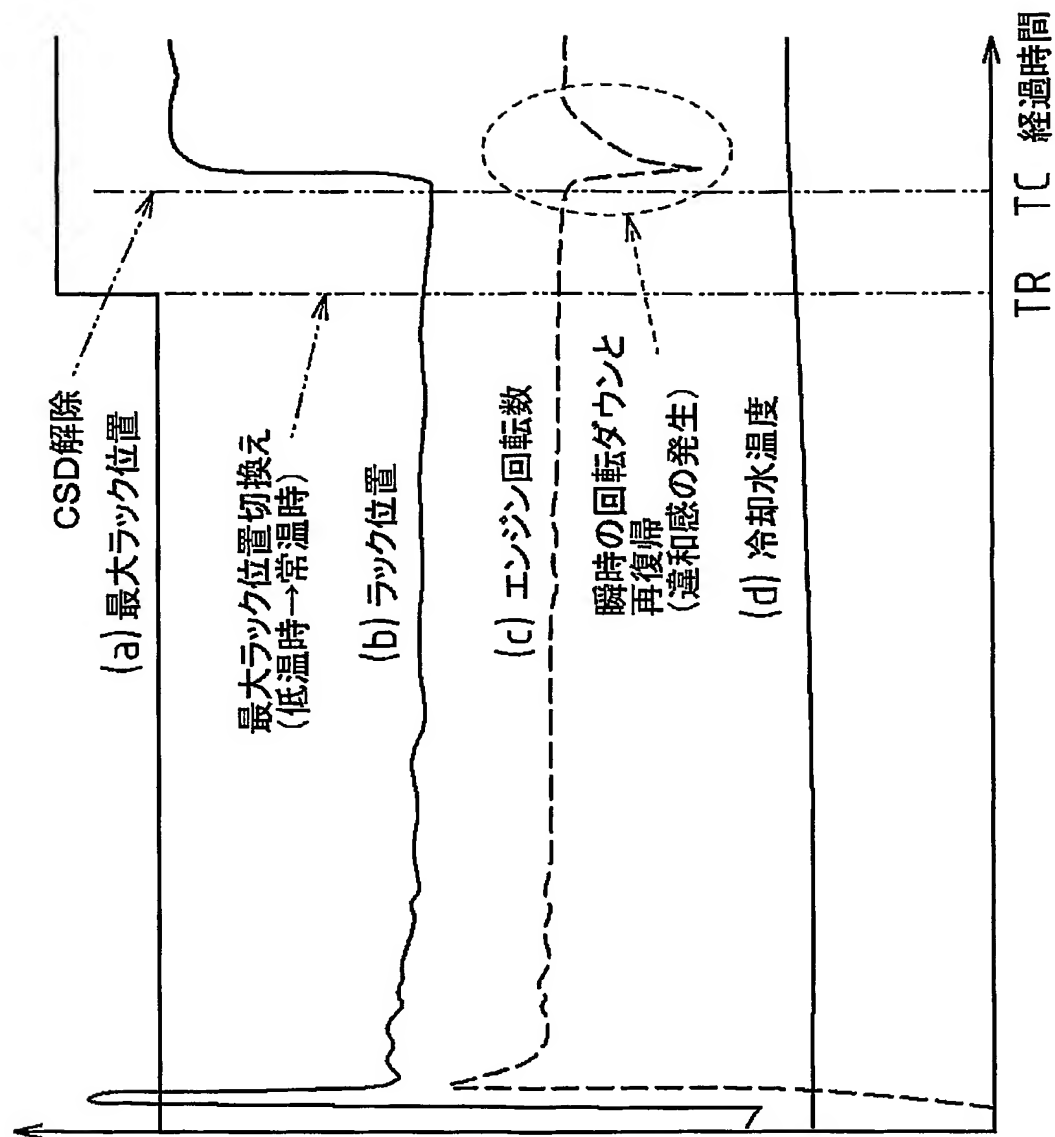
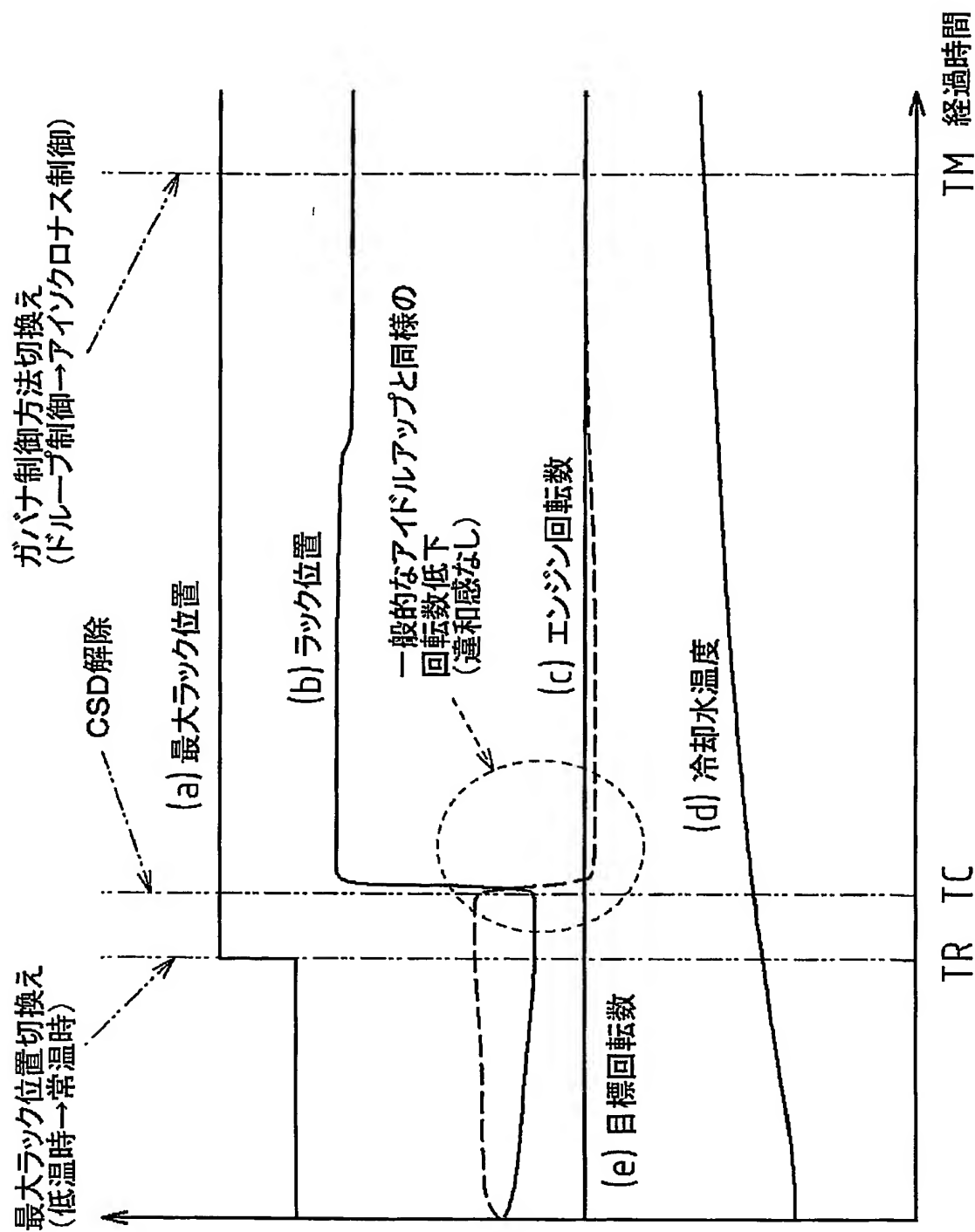


Fig. 12



F i g. 13

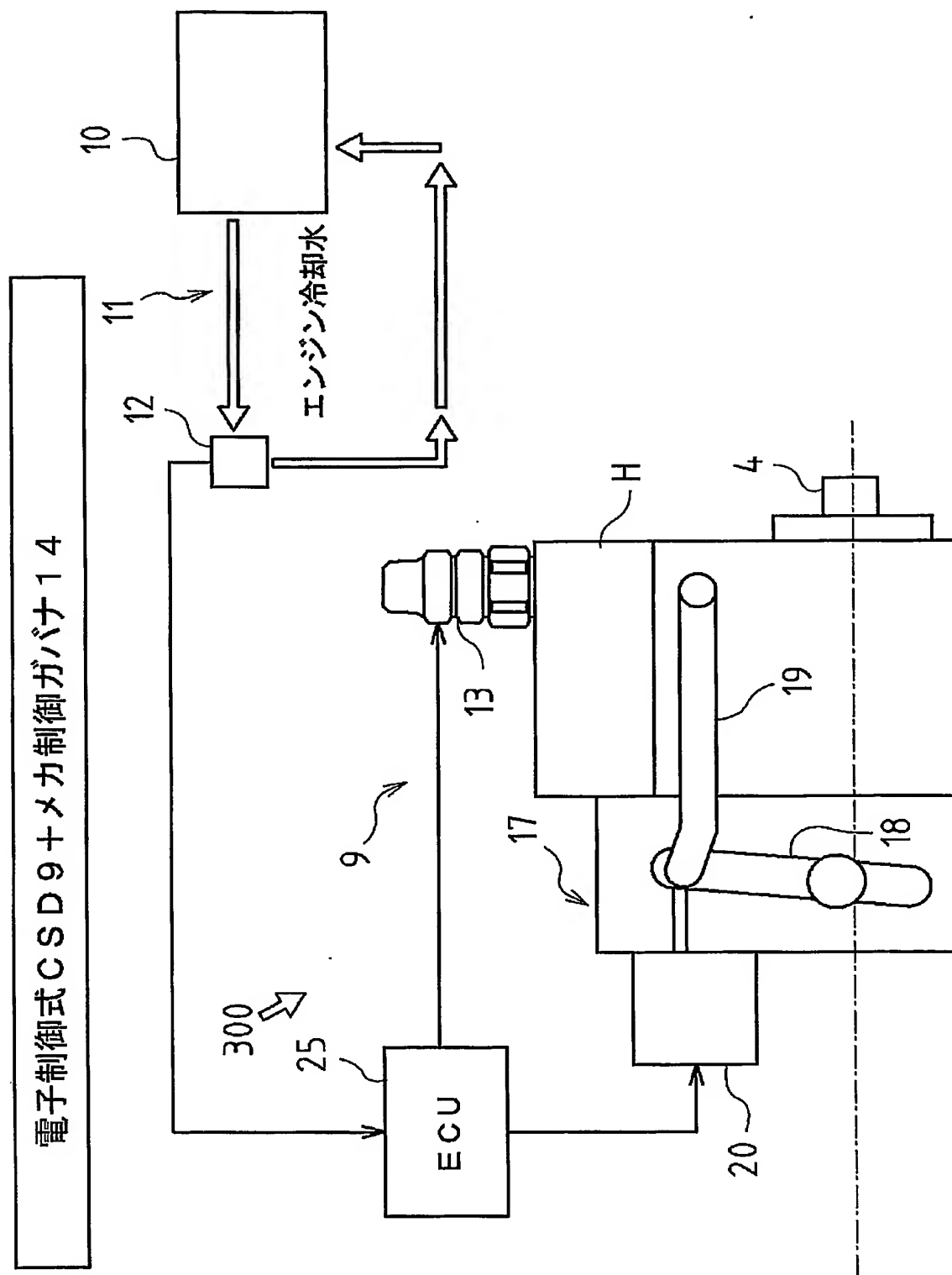


Fig. 14

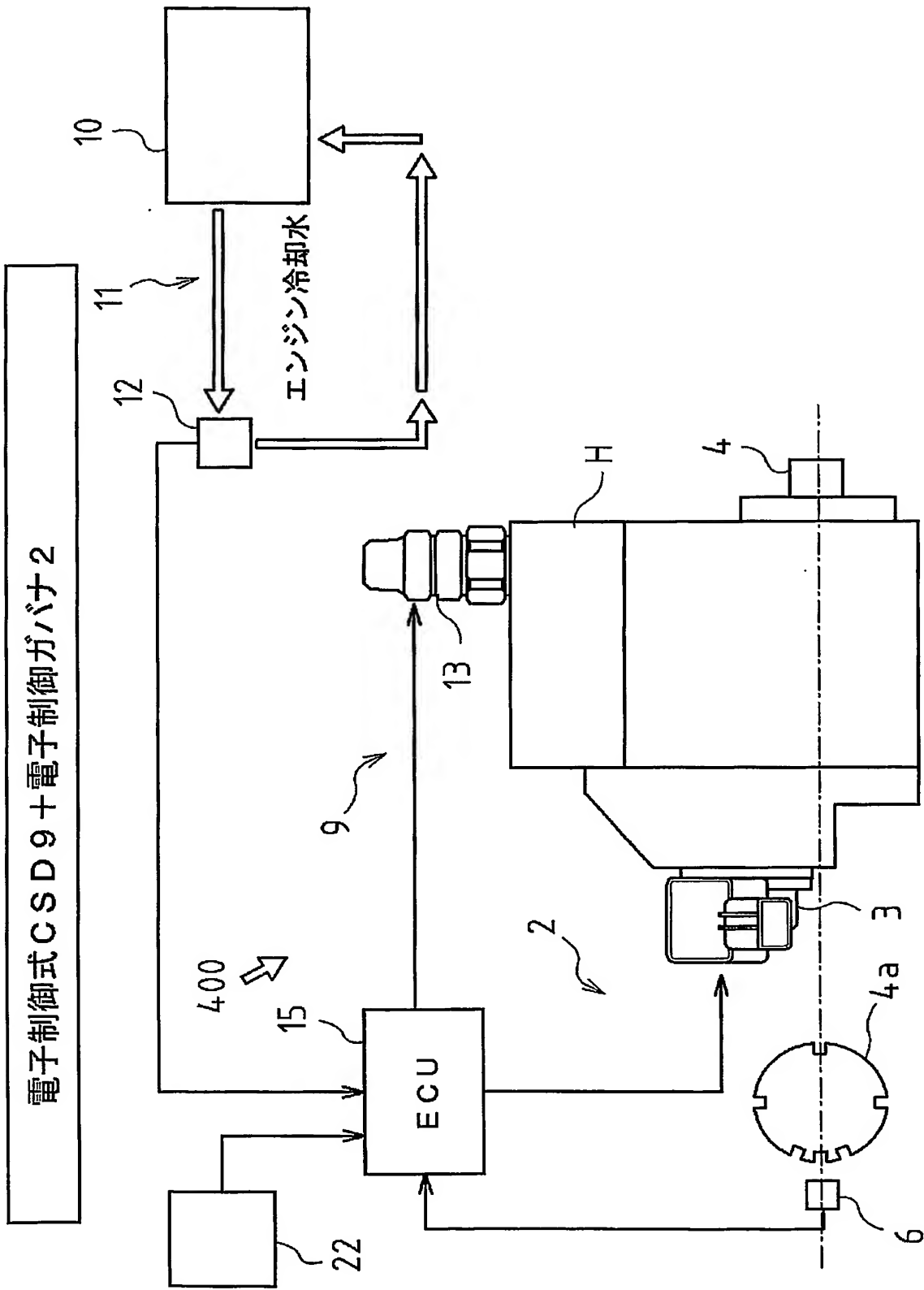


Fig. 15

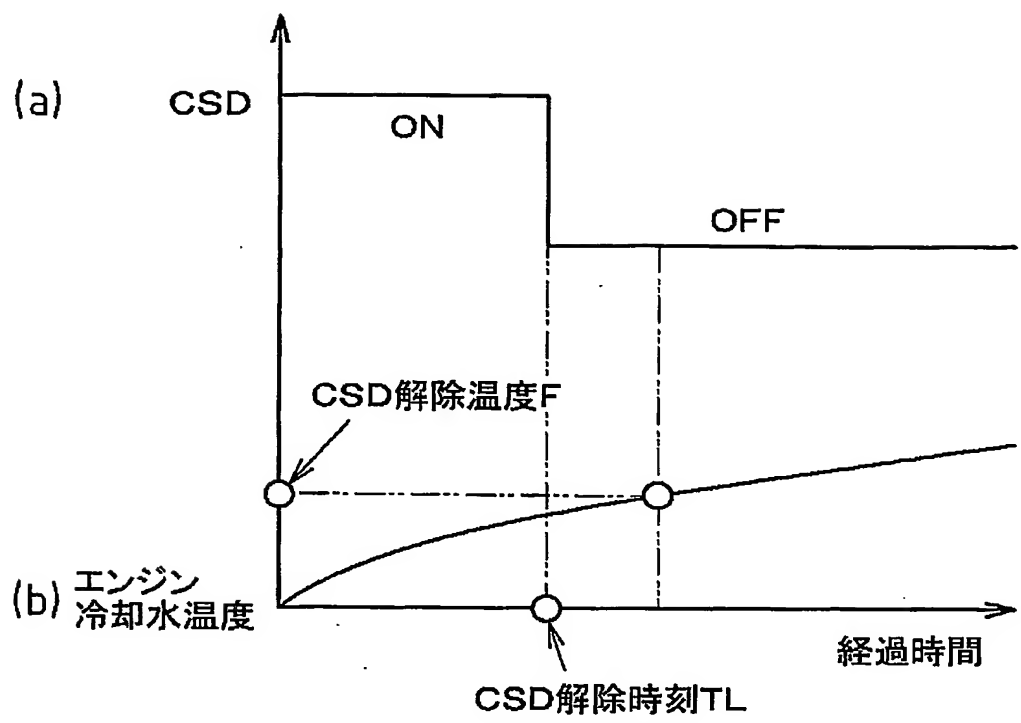


Fig. 16

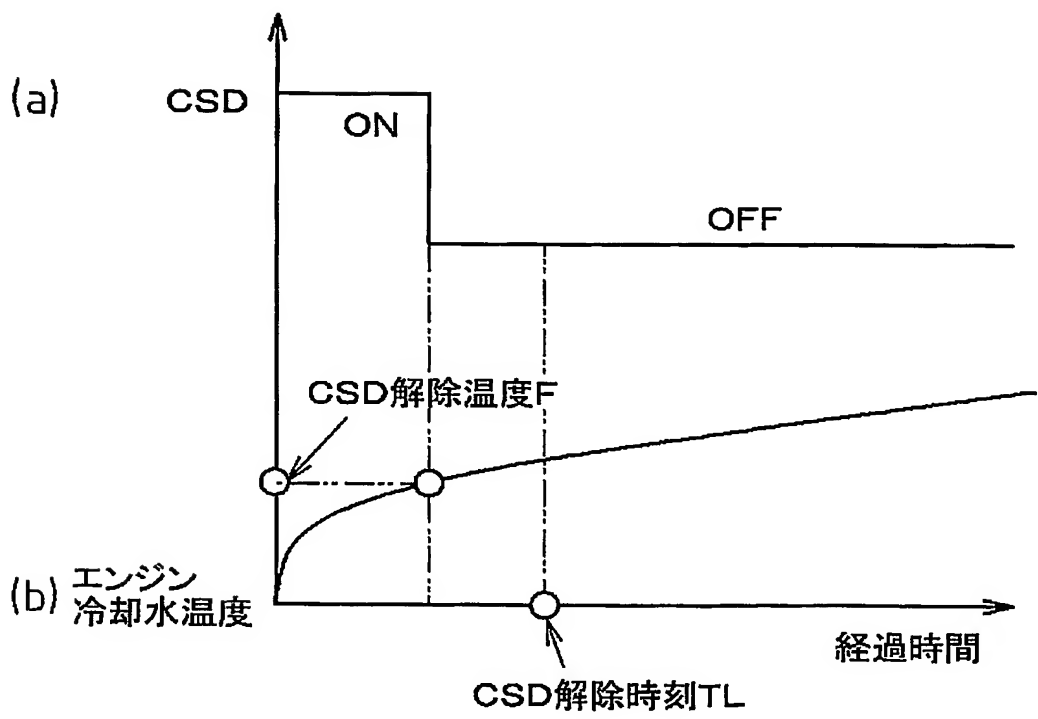






Fig. 18

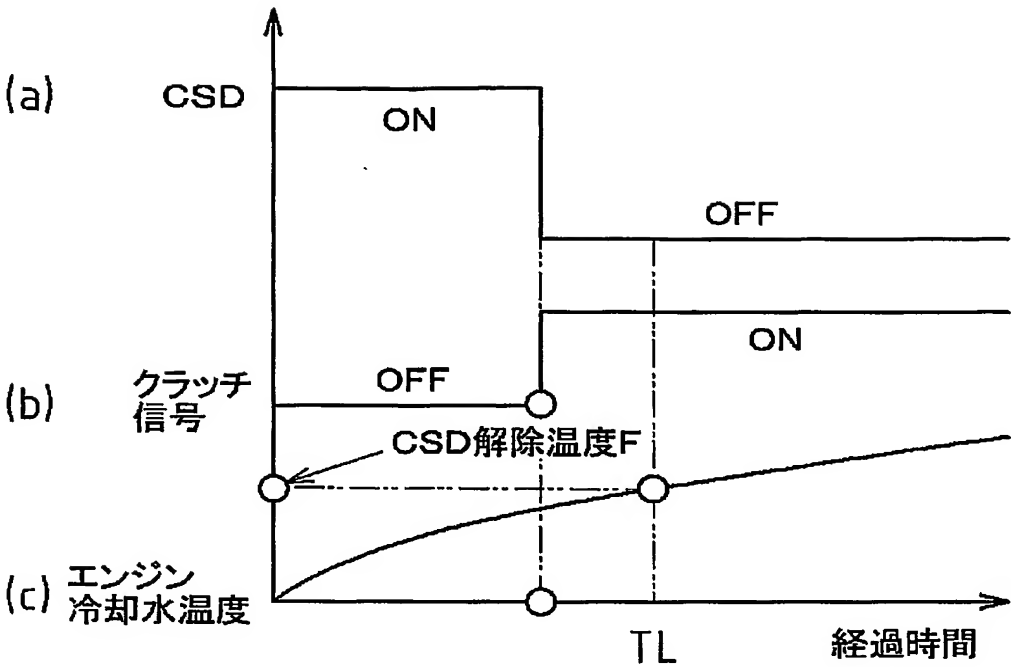


Fig. 19

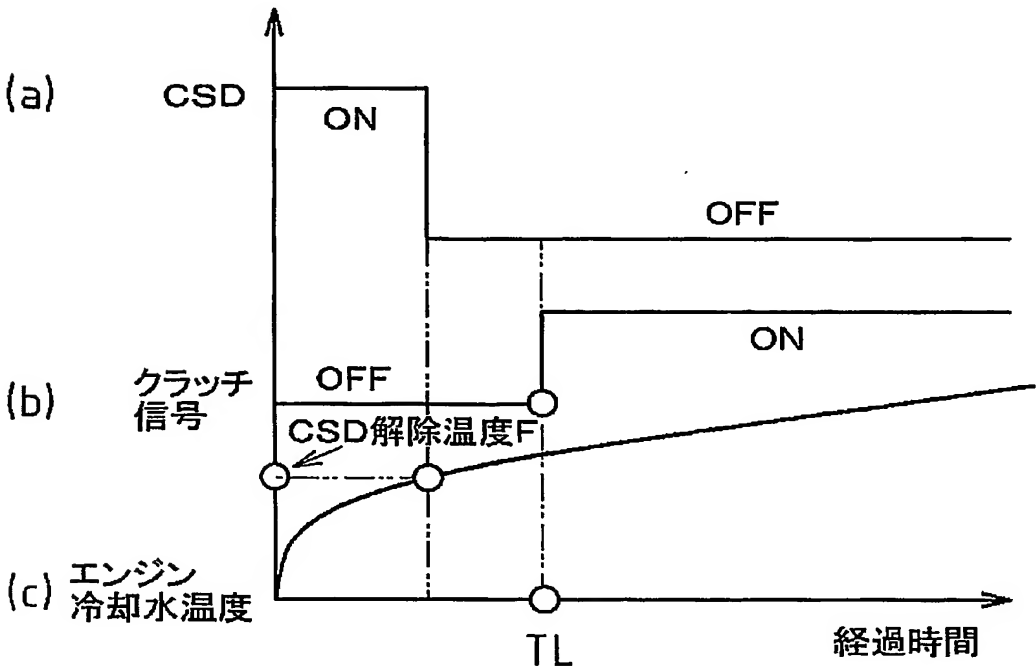


Fig. 20

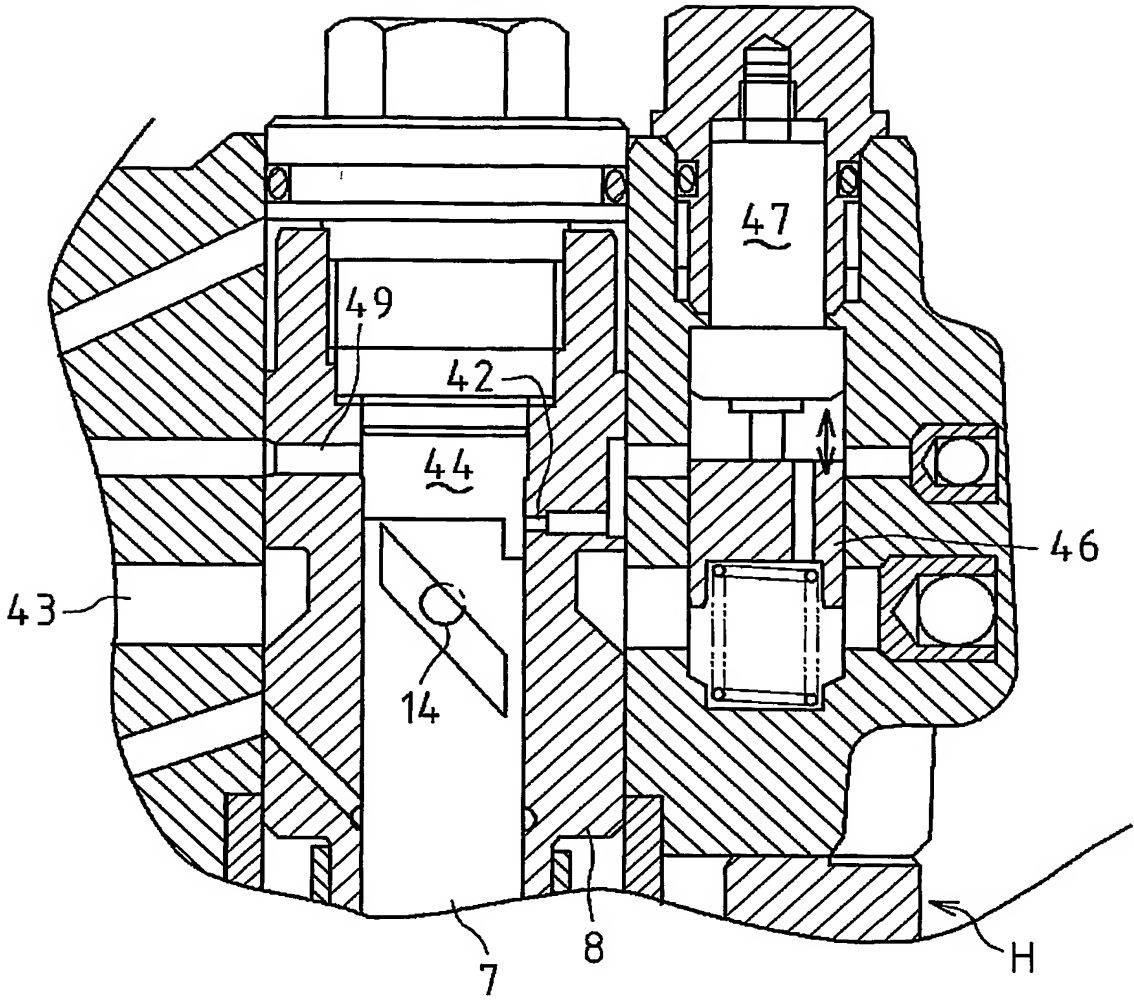


Fig. 21

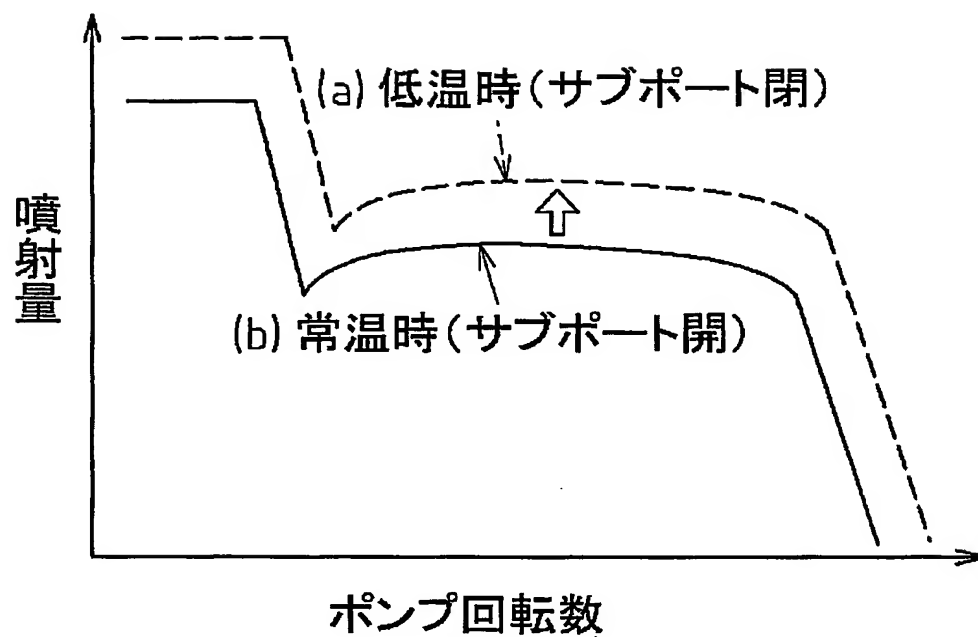


Fig. 22

